

**В.Б. САМОРОДОВ**, д-р. техн. наук, НТУ «ХПИ»,  
**В.Р. МАНДРЫКА**, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»,  
**А.О. ОСТРОВЕРХ**, аспирант, НТУ «ХПИ»,  
**М.Н. БАЙЦУР**, гл. кон-тр, ХЗТО (г. Харьков),  
**В.С. ОСТАЩЕНКО**, зам. гл. кон-тра, ХЗТО (г. Харьков)

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ДУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ ОБОРУДОВАННОГО ДЛЯ РЕМОНТА НЕФТЯНЫХ И ГАЗОВЫХ СКВАЖИН**

Запропоновано структурну схему та математичну модель безступінчастої двухпоточної гідрооб'ємно механічної трансмісії для установки УПА-80ПХ на базі шасі автомобіля Краз-63221-02 і представлені результати її моделювання.

The skeleton diagram and mathematical model stepless two-flow hydrovolumetric a mechanic transmission for installation УПА-80ПХ on the basis the chassis of automobile KrAz-63221-02 is offered and outcomes of its simulation are submitted.

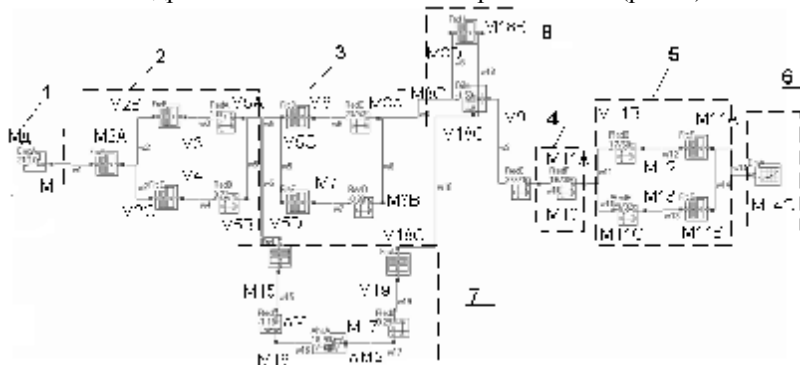
**Введение.** Постоянная добыча нефти и газа приводит к уменьшению их запасов, что в свою очередь приводит к разработке и усовершенствованию техники и методов их добычи. Это связано с увеличением глубин залегания данных видов топлива в земле. Необходимость в модернизации парка мобильных машин для добычи ремонта нефтяных и газовых скважин задача важная и актуальная.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Одним из основных разработчиков установок для ремонта, добычи нефти и газа на Украине является Харьковский завод транспортного оборудования (ХЗТО). На предприятии на полноприводном (6х6) шасси автомобиля КрАЗ-63221-02 выпускается установка подъемная автомобильная УПА-80ПХ предназначенная для освоения и ремонта нефтяных и газовых скважин, для ведения буровых работ забойными двигателями или роторным способом [1]. Установка позволяет осуществлять подъем и опускание колонны из труб весом 80 тонн. Основные операции, выполняемые на базе шасси автомобиля, это трогание с места и подъем колонны из труб, а также процесс опускания, осуществляемый под действием собственного веса. При опускании участвует ленточный тормоз, который удерживает колонну в процессе сборки труб и в дальнейшем при ее опускании в скважину с определенной скоростью [2], пробуксовывает и перегревается. Это требует дополнительных временных затрат на остывание тормозной системы, приводит к повышенному износу тормозных накладок, снижает производительность труда. Применение дополнительных тормозных систем в базовой конструкции не предусмотрено.

**Цель и постановка задачи.** Разработка математической модели бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии (ГОМТ), которую предлагается использовать на машинах типа УПА-80ПХ, как более эффективную и современную.

**Используя методику матричного** трансмиссионного анализа, получившего широкое развитие в работах [2-6], и наиболее адекватно и эффективно описывающего работу «двигатель-трансмиссия». Была разработана модель автомобильной установки УПА-80ПХ, позволяющая провести кинематический силовой и энергетический анализ трансмиссии. Получены уравнения описывающие состояния управляющих элементов восьми диапазонов и уравнения, описывающие статическую, кинематическую и динамическую модель автомобильной установки УПА-80ПХ.

Используя разработанную модель штатной конструкции автомобильной установки УПА-80ПХ, составлена структурная схема бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии (рис. 2).



1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – коробка перемены передач; 3 – промежуточная опора и цилиндрический редуктор; 4 – редуктор; 5 – цепная передача; 6 – барабан; 7- гидрообъемная передача с редукторами; 8-трехзвенный планетарный механизм

Рисунок - Структурная схема двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии

На рисунке 2 EngA – двигатель, RedA, RedB,...,RedJ – редуктора, FrcA, FrcB,...,FrcJ – фрикционы, AhsA – гидрообъемная передача DifA – трехзвенный планетарный механизм, DmA – барабан.

Математическая модель, описывающая двухпоточную гидрообъемно-механическую трансмиссию, представляется в следующем виде:

$$i_A \cdot w_3 - w_5 = 0 \quad (1) \quad i_G \cdot w_{11} - w_{12} = 0 \quad (7)$$

$$i_B w_4 - w_5 = 0 \quad (2) \quad i_H \cdot w_{11} - w_{13} = 0 \quad (8)$$

$$i_C \cdot w_6 - w_8 = 0 \quad (3) \quad i_I \cdot w_{15} - w_{16} = 0 \quad (9)$$

$$i_D \cdot w_7 - w_8 = 0 \quad (4) \quad -qe \cdot w_{16} + q \cdot w_{17} = k \cdot \Delta p \quad (10)$$

$$i_E \cdot w_9 - w_{10} = 0 \quad (5) \quad w_8 - k_A \cdot w_{18} + (k_A - 1) \cdot w_{19} = 0 \quad (11)$$

$$i_F \cdot w_{10} - w_{11} = 0 \quad (6) \quad i_J \cdot w_{17} - w_{19} = 0 \quad (12)$$

$$I \cdot w_1 = M_A - M_1 \quad (13) \quad -M_{16} - eq\Delta p + \Delta M_1 = 0 \quad (23)$$

$$-M_3 \cdot h^{signN_3} + i_A \cdot M_{5A} = 0 \quad (14) \quad M_{17} + q\Delta p + \Delta M_2 = 0 \quad (24)$$

$$-M_4 \cdot h^{signN_4} + i_B \cdot M_{5B} = 0 \quad (15)$$

$$M_{8C} \cdot w_8 \cdot h^{signN_8} + M_{18A} \cdot w_{18} \cdot h^{signN_{18}} - M_9 \cdot w_9 = 0 \quad (25)$$

$$-M_6 \cdot h^{signN_6} + i_C \cdot M_{8A} = 0 \quad (16) \quad M_{8C} + M_{18A} - M_9 = 0 \quad (26)$$

$$-M_7 \cdot h^{signN_7} + i_D \cdot M_{8B} = 0 \quad (17) \quad -M_{17} \cdot h^{signN_{17}} + i_J \cdot M_{19} = 0 \quad (27)$$

$$M_9 \cdot h^{signN_9} + i_E \cdot M_{10} = 0 \quad (18)$$

$$-M_{10} \cdot h^{signN_{10}} + i_F \cdot M_{11A} = 0 \quad (19) \quad M_{2A} + M_{2B} + M_{2C} = 0 \quad (28)$$

$$M_{5A} + M_{5B} + M_{5C} + M_{5D} + M_{5E} = 0 \quad (29)$$

$$M_{11B} \cdot h^{signN_{11}} + i_G \cdot M_{12} = 0 \quad (20) \quad M_{8A} + M_{8B} + M_{8C} + M_{8D} = 0 \quad (30)$$

$$M_{11C} \cdot h^{signN_{11}} + i_H \cdot M_{13} = 0 \quad (21) \quad M_{11A} + M_{11B} + M_{11C} = 0 \quad (31)$$

$$M_{15} \cdot h^{signN_{15}} + i_I \cdot M_{16} = 0 \quad (22) \quad M_{14A} + M_{14B} + M_{14C} = 0 \quad (32)$$

$$M_{18A} + M_{18B} + M_{18C} = 0 \quad (33)$$

Уравнения (1) – (9) и (12) описывают редукторы с передаточными отношениями  $i_A, i_B, \dots, i_J$ , и кинематику всех звеньев, каждое из которых имеет свою угловую скорость  $\omega_j$  ( $j=1..18$ )

Уравнения (11) на основе соотношения Виллиса описывают кинематику трехзвенных планетарных механизмов с внутренними передаточными отношением  $k_A$ .

Уравнение (10) – уравнение баланса рабочей жидкости в ГОП с максимальной производительностью  $q$ , перепадом давления  $\Delta p$ , параметром регулирования ГОПе.

В дифференциальном уравнении (13), описывающем работу двигателя,  $M_d$  – активный момент, развиваемый двигателем, а  $M_1$  – момент нагрузки, приложенный к коленчатому валу двигателя,  $I$  – приведенный момент инерции.

В уравнениях (23), (24) моментов на ГОП  $\Delta M_1$  и  $\Delta M_2$  – моменты потерь на управляемой и неуправляемой гидромашине соответственно, которые рассчитываются по известным соотношениям математической модели потерь Городецкого К.И. в аксиально-поршневых гидромашинах объемного типа [7,8].

Уравнения (13) – (22), (27) описывают баланс моментов нагрузки на входных и выходных валах редукторов с учетом возможного направления потоков мощности и КПД зубчатых зацеплений.

Уравнения (25), (26) – уравнения равновесия моментов и баланса мощностей для планетарного ряда с внутренним передаточным отношением  $k_A$ . Уравнения (28)-(33) являются уравнениями баланса моментов (уравнения связей) на звеньях.

Предлагаемая двухпоточная гидрообъемно-механическая трансмиссия состоит из восьми передач. Система уравнений связи, описывающая состояния управляющих элементов для основного диапазона работы УПА-80 ПХ (включен фрикцион  $FrcA$ ,  $FrcB$ ,  $FrcD$ ,  $FrcI$ ,  $FrcJ$ ,  $FrcF$ ), имеют вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} w_1 - w_2 = 0; \quad -M_1 + M_{2A} = 0; \quad w_2 - w_3 = 0; \\ M_{2B} + M_3 = 0; \quad M_{2C} = M_4 = 0; \quad w_5 - w_6 = 0; \\ M_{5C} + M_6 = 0; \quad M_{5D} = M_7 = 0; \\ w_{12} - w_{14} = 0; -M_{12} + M_{14A} = 0; M_{13} = M_{14B} = 0; \\ M_{8D} = M_{18B} = 0; \quad w_5 - w_{15} = 0; \quad M_{5E} - M_{15} = 0; \\ w_{18} - w_{19} = 0; \quad M_{18C} - M_{19} = 0. \end{array} \right\} \quad (34)$$

Таким образом, уравнения описывающие состояния управляющих элементов (34) и уравнения (1–33) описывают статическую, кинематическую и динамическую модель двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии.

В ходе исследований трансмиссии с бесступенчатой двухпоточной ГОМТ предлагается использование объемного гидропривода ГСТ-90. Основными варьируемыми параметрами при исследованиях являлись обороты ДВС  $\omega_{ДВС}$ , передаточное число редуктора  $i_j$ , внутренние передаточное отношение планетарного ряда  $k_A$ . Основные исследуемые параметры – КПД трансмиссии  $\eta_{тр}$ , момент двигателя  $M_{ДВС}$ , угловая скорость барабана  $\omega_{Бар}$ , момент на барабане  $M_{Бар}$ , давление в гидросистеме  $\Delta p$ , КПД ГОП  $\eta_{ГОП}$ , параметр регулирования  $\epsilon$  гидронасоса.

В таблице 1 представлены результаты моделирования бесступенчатой двухпоточной ГОМТ, позволяющие остановить машину с максимальной силой на крюке 80 тонн, без помощи ленточных тормозов.

Анализируя результаты можно сделать вывод, что наиболее подходящими рациональными параметрами для подъема 80 тонн являются передаточные числа планетарного ряда  $k_A = -2,0 \dots -1,0$ ; передаточное число

редуктора  $i_j = 4$ ; КПД трансмиссии  $\eta_{тр} = 0,7 \dots 0,75$ ; момент двигателя  $M_{двс} = 1107 \dots 1117 \frac{N \cdot m}{s}$ ; угловая скорость барабана  $\omega_{бар} = 3,61 \dots 3,99$  рад/с; давление в гидросистеме  $\Delta p = 31,34 \dots 23,63$  МПа и параметр регулирования гидронасоса  $\epsilon = 1$ . Остановка 80 тонн возможна при изменении параметра регулирования гидронасоса в интервале  $\epsilon = -0,82 \dots -1$ , и передаточных числах  $k_A = -2,0 \dots -1,0$  и  $i_j = 4$ .

Таблица 1 – Результаты моделирования при  $i_j=4$  для 80 тонн

$k_A$	$\eta_{тр}$	$M_{двс}$ $\frac{N \cdot m}{s}$	$\omega_{бар}$ рад/с	$M_{бар}$ Н*м	$\Delta p$ МПа	$\eta_{ГОП}$	Остановка при помощи ГОП		
							$\epsilon$	$\Delta p$ , МПа	$\eta_{ГОП}$
-4,5	0,65	1099	3,2	38116	38,15	0,648	-0,05	33,6	0,074
-4,0	0,66	1101	3,25	38116	37,33	0,653	-0,06	32,87	0,107
-3,5	0,67	1104	3,32	38116	36,33	0,659	-0,1	31,51	0,199
-3,0	0,68	1107	3,39	38116	35,08	0,666	-0,17	31,12	0,377
-2,5	0,7	1111	3,49	38116	33,48	0,675	-0,25	28,95	0,444
-2,0	0,72	1117	3,61	38116	31,34	0,686	-0,82	-31,57	0,641
-1,5	0,75	1126	3,77	38116	28,35	0,701	-0,99	-28,56	0,698
-1,0	0,79	1128	3,99	38116	23,63	0,722	-1	19,98	0,742

**Выводы.** 1. Предложена структура и разработана новая математическая модель бесступенчатой двухпоточной ГОМТ для установки УПА-80ПХ на базе шасси автомобиля КраЗ-63221-02. 2. Представлены результаты моделирования бесступенчатой двухпоточной ГОМТ позволяющие остановить машину с силой на крюке 80 тонн без использования ленточного тормоза. 3. Предлагается в качестве основного тормоза использование бесступенчатой двухпоточной ГОМТ, а дополнительного – ленточные тормоза.

**Список литературы:** 1. <http://www.neftcom.ru/catalog?item=82>. 2. Руководство по эксплуатации 69УПА.00.00.000.РЕ. Установка подъемная УПА-80ПХ. 3. Самородов В.Б. Генерация матричных моделей для гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Системотехника автомобильного транспорта. - Харьков: ХГАДГУ. - 1999. - С.61-68. 4. Самородов В.Б. Научное обоснование структуры силовых матричных систем, моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник ХГПУ. - Харьков: ХГПУ. - 2000. - №47. - С.33-37. 5. Самородов В.Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий // Механика и машиностроение. - Харьков: НТУ "ХПИ". - №1, 1998. - С.109-115. 6. Самородов В.Б. Системный подход к генерации математических матричных моделей для планетарных механических и гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Вестник ХГПУ. - Харьков: ХГПУ. - 1999. - №46. С.51-54. 7. Александров Е.Е., Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. - Харьков, ХГПУ.-185 с. 8. Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. и др. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин // - Харьков: ХГАДТУ, 2001.-642 с.

Поступила в редколлегию 20.09.10